

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-022245
 (43)Date of publication of application : 23.01.2002

(51)Int.Cl. F24F 11/02
 B01D 53/26
 F24F 3/147

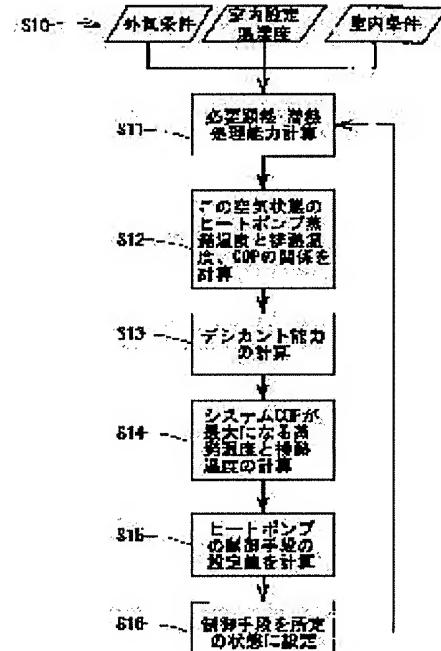
(21)Application number : 2000-212264 (71)Applicant : DAIKIN IND LTD
 (22)Date of filing : 13.07.2000 (72)Inventor : WATABE YUJI
 KIKUCHI YOSHIMASA

(54) AIR CONDITIONING SYSTEM

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide an air conditioning system which improves an air conditioning efficiency by linking control of an air conditioner for performing indoor cooling and a dehumidifier for performing indoor dehumidification.

SOLUTION: The air conditioning system comprises an air conditioner 2 and a dehumidifier 4. In the system, the outside air conditions and the inside air conditions are detected by a sensor. Calculation is made, in the air conditions, in respect of heat pump evaporating temperature T_e , exhaust heat temperature T_t and coefficient of performance COP. Further, dehumidifying capacity Q_d with respect to the temperature T_t is obtained in the dehumidifier 4. Subsequently, latent heat load and sensible heat load to be treated by the air conditioner 2 are obtained on the basis of the capacity Q_d . Thus, operation is performed at the temperature T_e and the temperature T_t which can cope with the loads and exert the maximum coefficient of performance COP.



* NOTICES *

JP0 and INPI are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] An air conditioner (2) which performs indoor cooling operation using an evaporator of heat pump.

A dehumidifier (4) which performs indoor dehumidification using exhaust heat of this heat pump. It is the air conditioning system provided with the above, and operation with an air conditioner (2) and a dehumidifier (4) is performed by an operating condition from which the maximum coefficient of performance (COP) is obtained according to sensible heat load and latent heat load.

[Claim 2] Detect open air conditions and a room condition by a sensor, and calculate a relation of heat pump evaporating temperature (Te) in this air state, exhaust heat temperature (Tt), and a coefficient of performance (COP), and. Furthermore in a dehumidifier (4), dehumidification capacity (Qd) over exhaust heat temperature (Tt) is searched for, Next, an air conditioning system of claim 1 operating with heat pump evaporating temperature (Te) from which it asks for latent heat and sensible heat load which an air conditioner (2) should process on the assumption that this dehumidification capacity (Qd), and it can respond to this load, and the maximum coefficient of performance (COP) is obtained, and exhaust heat temperature (Tt).

[Claim 3] An air conditioning system of claim 2, wherein exhaust heat of the above-mentioned heat pump is the heat of condensation of an evaporation compression refrigerating machine, the heat of condensation of engine driving type heat pump, the heat of condensation of an absorption refrigerator, engine exhaust heat of engine drive heat pump, or absorber exhaust heat of an absorption refrigerator.

[Translation done.]

* NOTICES *

JP0 and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to the air conditioning system which can mainly perform indoor air conditioning dehumidifying operation efficient.

[0002]

[Description of the Prior Art] The air conditioning system which used together the air conditioner which performs indoor cooling operation using the evaporator of heat pump, and the dehumidifier which performs indoor dehumidification is publicly known. In this conventional air conditioning system, in energy, it is controlled so that each performs indoor air conditioning and indoor dehumidification independently.

[0003]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] By the way, the trial which is going to reduce air conditioning energy is made variously in recent years. By carrying out coordinated control of the above-mentioned air conditioner and the dehumidifier, paying attention to the point whether further energy reduction can be performed, this invention examines many things and came to make this invention.

[0004] That is, the purpose of this invention is to provide the air conditioning system which can be improved in air conditioning system efficiency by carrying out coordinated control of the air

conditioner which performs indoor air conditioning, and the dehumidifier which performs indoor dehumidification.

[0005]

[Means for Solving the Problem] Then, in an air conditioning system with which an air conditioning system of claim 1 was provided with the air conditioner 2 which performs indoor cooling operation using an evaporator of heat pump, and the dehumidifier 4 which performs indoor dehumidification using exhaust heat of this heat pump, It is characterized by performing operation with the air conditioner 2 and the dehumidifier 4 by an operating condition from which the greatest coefficient-of-performance COP is obtained according to sensible heat load and latent heat load.

[0006] After taking into consideration latent heat load which the dehumidifier 4 pays, and latent heat and sensible heat load which the air conditioner 2 pays in an air conditioning system of above-mentioned claim 1, Since it is made to perform operation with the air conditioner 2 and the dehumidifier 4 by an operating condition from which best coefficient-of-performance COP is obtained, it becomes possible to perform good operation of energy efficiency.

[0007] In claim 1, an air conditioning system of claim 2 detects open air conditions and a room condition by a sensor, and calculates a relation of heat pump evaporating temperature T_e in this air state, the exhaust heat temperature T_t , and coefficient-of-performance COP, and.

Furthermore in the dehumidifier 4, the dehumidification capacity Q_d over the exhaust heat temperature T_t is searched for, Next, it asks for latent heat and sensible heat load which the air conditioner 2 should process on the assumption that this dehumidification capacity Q_d , and is characterized by operating with heat pump evaporating temperature T_e from which it can respond to this load, and the greatest coefficient-of-performance COP is obtained, and the exhaust heat temperature T_t .

[0008] while a sensor (not shown) detects open air conditions (temperature, humidity, etc.) and room conditions (temperature, humidity, etc.) in Step S10 first as shown in drawing 1 although an outline of an air conditioning system of claim 2 is shown in drawing 1 -- the interior of a room -- preset temperature -- humidity is grasped. Next, in Step S11, sensible heat and latent heat throughput needed are calculated. In Step S12, relation between heat pump evaporating temperature T_e in this air state, the exhaust heat temperature T_t , and coefficient-of-performance COP is calculated. Next, in Step S13, the exhaust heat temperature T_t and dehumidification (latent heat) capability in the dehumidifier 4 are calculated. In Step S14, system COP calculates evaporating temperature T_e and the exhaust heat temperature T_t which become the maximum, A preset value of a control means of heat pump that such evaporating temperature T_e and the exhaust heat temperature T_t are obtained is calculated (Step S15), a preset value of a control means of heat pump is set up in Step S16 become the value obtained by the above-mentioned calculation, and the same control as the following is repeated. Since operation in the state where highest COP is obtained will be attained in an air conditioning system provided with the air conditioner 2 for indoor air conditioning, and the dehumidifier 4 for indoor dehumidification if such control is performed, it becomes possible to improve system efficiency.

[0009] Furthermore in claim 2, an air conditioning system of claim 3 exhaust heat of the above-mentioned heat pump, Although characterized by being the heat of condensation of evaporation compression equation heat pump, the heat of condensation of engine driving type heat pump, the heat of condensation of an absorption type heat pump, engine exhaust heat of engine drive heat pump, or absorber exhaust heat of an absorption refrigerator, Thus, an invention of claim 2 is applicable to many kinds of heat pump. Please care about a point that the exhaust heat temperature T_t in claim 2 is a thing containing discharging gas temperature from the compressor 5 in evaporation compression equation heat pump, engine driving type heat pump, or an absorption type heat pump, condensation temperature in the condenser 10, etc., in here.

[0010]

[Embodiment of the Invention] Next, the concrete embodiment of the air conditioning system of this invention is described in detail, referring to drawings. Drawing 2 shows the refrigerant circuit figure of the heat pump system as an air conditioning system which is an embodiment of this

invention.

[0011]In drawing 2, an air conditioner for 1 to perform an exterior unit and for 2 perform indoor air conditioning and 4 show the dehumidifier for performing indoor dehumidification, respectively. The exterior unit 1 is provided with the following.

Compressor 5.

Four way directional control valve 9.

Outdoor heat exchanger 6.

The outdoor fan 7 and the motor expansion valve 8.

The air conditioner 2 has the indoor heat exchanger 11, and the indoor fan 13 and **. The above-mentioned dehumidifier 4 is provided with the following.

The heat exchanger (a condenser is called for convenience hereafter) 10 provided in the downstream of the compressor 5.

Adsorbing rotor 17.

Sensible heat rotor 18.

[0012]In the above-mentioned air conditioning system, the discharge side and inlet side of the compressor 5 are connected to the primary port of the four way directional control valve 9, and the outdoor heat exchanger 6, the motor expansion valve 8, and the indoor heat exchanger 11 are connected to the secondary port of the four way directional control valve 9 in order, and the refrigerant circulation circuit is formed in it. In the discharge side of the compressor 5, the electromagnetism opening and closing valve 30 is interposed in the position of the anteposition of the four way directional control valve 9, and the bypass piping 35 which branches from the anteposition of this electromagnetism opening and closing valve 30 is connected to the entrance of the condenser 10 of the above-mentioned dehumidifier 4. The exit of the condenser 10 is connected to the position between the above-mentioned electromagnetism opening and closing valve 30 and the four way directional control valve 9 by the bypass piping 40. In this case, the above-mentioned air conditioner 2 and the dehumidifier 4 shall be arranged in the same interior of a room.

[0013]In the above-mentioned air conditioning system, in the open state, the electromagnetism opening and closing valve 30 makes the discharged refrigerant from the compressor 5 condense in the outdoor heat exchanger 6, and performs cooling operation by making it evaporate in the indoor heat exchanger 11. The electromagnetism opening and closing valve 30 performs indoor cooling operation and indoor dehumidifying operation in parallel in an open state by making the discharged refrigerant from the compressor 5 condense thoroughly by the outdoor heat exchanger 6 in the condenser 10 of the dehumidifier 4, after making only a certain grade condense, and evaporating this in the indoor heat exchanger 11. Heating operation makes the discharged refrigerant from the compressor 5 condense by the indoor heat exchanger 11, and it can be carried out by making it evaporate in the outdoor heat exchanger 6.

[0014]Next, the structure of the above-mentioned dehumidifier 4 is explained. As shown in drawing 2, the above-mentioned dehumidifier 4 has the casing 31 of comparatively flat rectangular parallelepiped shape. On the other hand, the interior-of-a-room side outlet 36 which leads indoors, and the interior-of-a-room side suction opening 37 are formed in the flank 31a among the flanks 31a and 31b of the couple which carries out for relativity to the longitudinal direction of this casing 31, and the outdoor side outlet 38 which leads to outdoor, and the outdoor side suction opening 39 are formed in the other side part 31b. The inside of the above-mentioned casing 31 is divided by the divider plate 34 prolonged in a longitudinal direction in the dehumidifying passage 32 and the regeneration passage 33. While the exterior air inhaled from the above-mentioned outdoor side suction opening 39 is indoors supplied from the interior-of-a-room side outlet 36 through the dehumidifying passage 32, the inner air inhaled from the above-mentioned interior-of-a-room side suction opening 37 is made to be exhausted outside from the ** side side outlet 38 through the regeneration passage 33. The disc-like adsorbing rotor 17 rotated to the circumference of a horizontal axis is made for the end face to face the above-mentioned dehumidifying passage 32 and the regeneration passage 33 one by one by an installation condition. While fabricating adsorption material, such as silica gel, zeolite, and alumina,

honeycomb shape or in the shape of a porous grain and adsorbing hygroscopic surface moisture for example, from the circulating air, the above-mentioned adsorbing rotor 17 is constituted so that hygroscopic surface moisture may be emitted to the heated air. Rather than the adsorbing rotor 17 of the above-mentioned regeneration passage 33, form the condenser 10 in the upstream as a heating method, and further by an installation condition. The disc-like sensible heat rotor 18 rotated to the circumference of a horizontal axis is made for the end face to face the portion of the downstream, and the portion of the upstream of the condenser 10 in the regeneration passage 33 one by one rather than the adsorbing rotor 17 of the dehumidifying passage 32.

[0015]Next, the distribution channel of the air in the above-mentioned dehumidifier 4 is explained. First, it adsorbs, and hygroscopic surface moisture is dehumidified by the adsorbing rotor 17, and the rise in heat of the open air OA which flowed from the outdoor side suction opening 39 of the above-mentioned dehumidifying passage 32 is carried out with the heat of adsorption of the adsorbing rotor 17. And heat is taken, it becomes a moderate temperature and, as for the dehumidified air which carried out [above-mentioned] the rise in heat, dehumidified air SA is supplied by the sensible heat rotor 18 towards the interior of a room from the interior-of-a-room side outlet 36. On the other hand, indoor air RA which flowed from the interior-of-a-room side suction opening 37 of the above-mentioned regeneration passage 33 is preheated with the sensible heat rotor 18, and is further heated by the condenser 10. And hygroscopic surface moisture is emitted by this heated air from the adsorbing rotor 17, the adsorbing rotor 17 is reproduced, and the regenerated air EA having contained hygroscopic surface moisture is exhausted outside from the outdoor side outlet 38.

[0016]Since it is in coordinated control in case the air conditioner 2 arranged in this and the same room performs cooling operation while a characteristic point performs dehumidifying operation with the dehumidifier 4 in this embodiment, this point is explained below. That is, only the dehumidifier 4 does not have a dehumidifying function and it also has the interior unit 2, and since it is that from which COP of a freezer changes, it controls both capability by what kind of ratio both dehumidification capacity is demonstrated to be in operational status with highest COP. First, drawing 3 (a) is a graph which shows the relation between the discharging gas temperature (exhaust heat temperature) T_t of the compressor 5, and COP (coefficient of performance) of a freezer, and shows both relation for every evaporating temperature T_e . As shown in a figure, if evaporating temperature T_e is constant, COP (coefficient of performance) of a freezer will fall as the discharging gas temperature (exhaust heat temperature) T_t of the compressor 5 rises. If the discharging gas temperature (exhaust heat temperature) T_t of the compressor 5 is constant, COP (coefficient of performance) of a freezer will fall with the fall of evaporating temperature T_e . On the other hand, drawing 3 (b) is a graph which shows the relation between the discharging gas temperature (exhaust heat temperature) T_t of the compressor 5, and the dehumidification capacity Q_d of the dehumidifier 4. A rise of the discharging gas temperature T_t of the compressor 5 will tend to increase the dehumidification capacity Q_d of the dehumidifier 4 gradually. However, in the state where the discharging gas temperature T_t of the compressor 5 rose to some extent, the dehumidification capacity Q_d of the dehumidifier 4 is saturated, and becomes [that a slight rise is seen and].

[0017]Now, dehumidifying operation is performed by discharging-gas-temperature [of 70 degrees] C, and supposing the dehumidification capacity at that time is Q_d70 , the remaining dehumidification loads that deducted this dehumidification capacity Q_d70 , and cooling load will be required of the air conditioner 2. If it does so, according to these loads, required evaporating temperature $T_e = 10\text{-degreeC}$ will be called for in the indoor heat exchanger 11. At this time, coefficient-of-performance COP70 of a freezer can be found as mentioned above from the graph shown in drawing 3 (a) from discharging-gas-temperature $T_t = 70\text{-degreeC}$ from the compressor 5, and evaporating temperature $T_e = 10\text{-degreeC}$.

[0018]Next, the state where the discharging gas temperature T_t was reduced to 60 degreeC is considered. Also in this state, by the same procedure as the above, dehumidification capacity Q_d60 and evaporating temperature $T_e = 4\text{-degreeC}$ are called for, respectively, and coefficient-of-performance COP60 of a freezer can be found from the graph shown in drawing 3 (a) from

discharging-gas-temperature $T_t = 60$ -degreeC from the compressor 5, and evaporating temperature $T_e = 4$ -degreeC. In this case, since dehumidification capacity Q_d60 falls substantially as compared with the case of discharging-gas-temperature $T_t = 70$ -degreeC, the dehumidification capacity required of the interior unit 2 increases, and required evaporating temperature T_e also falls substantially. As a result, it originates in the fall of evaporating temperature T_e , and coefficient-of-performance COP60 of a freezer falls. The state where the discharging gas temperature T_t was raised to 80 degreeC on the other hand is considered. Also in this state, by the same procedure as the above, dehumidification capacity Q_d80 and evaporating temperature $T_e = 12$ -degreeC are called for, respectively, and coefficient-of-performance COP80 of a freezer can be found from the graph shown in drawing 3 (a) from discharging-gas-temperature $T_t = 80$ -degreeC from the compressor 5, and evaporating temperature $T_e = 12$ -degreeC. In this case, although dehumidification capacity Q_d80 raised the discharging gas temperature T_t as compared with the case of discharging-gas-temperature $T_t = 70$ -degreeC, since it is in the state where it hardly increases, the dehumidification capacity required of the interior unit 2 hardly decreases. Therefore, it is necessary to maintain evaporating temperature T_e of the indoor heat exchanger 11 to a still low temperature. Thus, since it is necessary to maintain evaporating temperature T_e at low temperature, coefficient-of-performance COP80 of a freezer falls. In the indoor heat exchanger 11 since the dehumidification capacity in the dehumidifier 4 is saturated even if it raises the discharging gas temperature T_t further from 80degreeC, The same evaporating temperature T_e even as it is required, therefore COP of the freezer falls gradually with the rise of the discharging gas temperature T_t according to the line of evaporating temperature $T_e = 12$ -degreeC.

[0019]As mentioned above, if COP and dehumidification capacity (desiccant capability) of a steamy compression cycle have a relation of a trade-off, and it is calculated by changing discharging gas temperature by the same system capability, it is clear that the peak of system COP exists. Since dehumidification capacity will increase and the latent heat throughput in a steamy compression cycle will decrease if the discharging gas temperature of the steamy compression cycle is raised, operation by high COP which raised evaporating temperature is attained, but this. Since the fall of COP of a steamy compression cycle will become remarkable and dehumidification capacity will be further saturated shortly if discharging gas temperature is raised further (leveling-off state), it is for COP of a system to fall.

[0020]And although calculation of above COP is performed for every discharging-gas-temperature T_t subdivided further and an air conditioning system is operated with the discharging gas temperature T_t from which highest COP is obtained, the flow chart in that case is shown in drawing 4. first -- while a sensor (not shown) detects open air conditions (temperature, humidity) and a room condition (temperature, humidity) in Step S20 -- the interior of a room -- preset temperature -- humidity is grasped. Next, in Step S21, the sensible heat and the latent heat (dehumidification) throughput needed are calculated. In Step S22, the relation between freezer evaporating temperature T_e in this air state, the discharging gas temperature T_t (or condensation temperature), and coefficient-of-performance COP is calculated (drawing 3 (a)). Next, in Step S23, the discharging gas temperature T_t (or condensation temperature) and dehumidification (latent heat) capability in the dehumidifier 4 are calculated (drawing 3 (b)). In Step S24, system COP calculates evaporating temperature T_e and the discharging gas temperature T_t (or condensation temperature) which become the maximum, In [calculate the number of rotations of the compressor 5 that such evaporating temperature T_e and the discharging gas temperature T_t (or condensation temperature) are obtained, the opening of the motor expansion valve 8, the air capacity of the indoor fan 13, etc. (Step S25), and] Step S26, The number of rotations of the compressor 5, the opening of the motor expansion valve 8, the air capacity of the indoor fan 13, etc. are set up become the value obtained by the above-mentioned calculation, and the same control as the following is repeated.

[0021]Since operation in the state where highest COP is obtained will be attained in the air conditioning system provided with the air conditioner 2 for indoor air conditioning, and the dehumidifier 4 for indoor dehumidification if the above control is performed, it becomes possible to improve system efficiency.

[0022]Other embodiments of the steamy compression equation heat pump which can perform the above-mentioned control are shown in drawing 5. This is an example of the multi-mold heat pump system provided with two or more air conditioners 2 and 3 which perform the air conditioning of two or more rooms, and the dehumidifier 4 which performs indoor dehumidification. In drawing 5, the 1st air conditioner for 1 to perform an exterior unit and for 2 perform indoor air conditioning, the 2nd air conditioner for 3 to perform indoor air conditioning, and 4 show the dehumidifier for performing indoor dehumidification, respectively. The exterior unit 1 is provided with the following.

Compressor 5.

Outdoor heat exchanger 6.

Outdoor fan 7.

The main motor expansion valve 8.

Each air conditioners 2 and 3 are provided with the following.

Indoor heat exchangers 11 and 12.

Indoor fans 13 and 14.

Motor expansion valves 15 and 16.

The above-mentioned dehumidifier 4 is provided with the following.

The heat exchanger (a condenser is called for convenience hereafter) 10 provided in the downstream of the compressor 5.

Adsorbing rotor 17.

Sensible heat rotor 18.

Since the structure of this dehumidifier 4 and its operating state are the same with having explained in drawing 2, they give the same numerals to the same functional division here, and omit that explanation. In drawing 5, 21 and 22 are refrigerant switching units.

[0023]Next, the operational status of this multi-mold heat pump system (air conditioning system) is explained. First, it explains that a refrigerant in case each air conditioners 2 and 3 perform heating operation flows. At this time, each refrigerant switching units 21 and 22 are changed into the state of making the gas pipe 20 connected to the discharge side of the compressor 5 opening each indoor heat exchangers 11 and 12 for free passage. The 2nd opening and closing valve 24 between the inlet side of close and the compressor 5 and the outdoor heat exchanger 6 is made open for the 1st opening and closing valve 23 between the discharge side of the compressor 5, and the outdoor heat exchanger 6, and the inlet side of the compressor 5 is made to open the outdoor heat exchanger 6 for free passage. And while making the discharged refrigerant from the compressor 5 condense by each indoor heat exchangers 11 and 12, heating operation is performed by making it evaporate in the outdoor heat exchanger 6, and making the compressor 5 return, controlling the main motor expansion valve 8. Next, it explains that a refrigerant in case each air conditioners 2 and 3 perform cooling operation flows. At this time, each refrigerant switching units 21 and 22 are changed into the state of making the inlet side of the compressor 5 opening each indoor heat exchangers 11 and 12 for free passage. The 2nd opening and closing valve 24 between the inlet side of open and the compressor 5 and the outdoor heat exchanger 6 is made close for the 1st opening and closing valve 23 between the discharge side of the compressor 5, and the outdoor heat exchanger 6, and the discharge side of the compressor 5 is made to open the outdoor heat exchanger 6 for free passage. And while making the discharged refrigerant from the compressor 5 condense by the outdoor heat exchanger 6, cooling operation is performed by making it evaporate in each indoor heat exchangers 11 and 12, and making the compressor 5 return, controlling each motor expansion valves 15 and 16 by the side of an air conditioner.

[0024]As long as the opening and closing valve 19 for dehumidifiers is made open to the condenser 10 of the dehumidifier 4, the firm gas of the discharged refrigerant from the compressor 5 is carried out via the gas pipe 20. And this condensation refrigerant evaporates in the outdoor heat exchanger 6 with the condensation refrigerant which flowed out of each air conditioners 2 and 3, when it evaporates in each air conditioners 2 and 3 when each above-mentioned air conditioners 2 and 3 are carrying out cooling operation, and each air conditioners 2 and 3 are carrying out heating operation.

[0025]It explains that a refrigerant in case the 1st air conditioner 2 performs cooling operation and the 2nd air conditioner 3 performs heating operation flows. First, each refrigerant switching units 21 and 22 are changed into the state of opening the 1st indoor heat exchanger 11 for free passage to the inlet side of the compressor 5, and making the discharge side of the compressor 5 opening the 2nd indoor heat exchanger 12 for free passage, respectively as shown in a figure. When the opening and closing valve 19 for dehumidifiers is [the dehumidifier 4] disuse in close at this time, the 2nd opening and closing valve 24 between the inlet side of close and the compressor 5 and the outdoor heat exchanger 6 is made close for the 1st opening and closing valve 23 between the discharge side of the compressor 5, and the outdoor heat exchanger 6, and the free passage with the outdoor heat exchanger 6 and the compressor 5 is intercepted. And while making the discharged refrigerant from the compressor 5 condense by the 2nd indoor heat exchanger 12, controlling the motor expansion valve 15 by the side of the 1st air conditioner, by making it evaporate in the 1st indoor heat exchanger 11, and making the compressor 5 return, the 1st air conditioner 2 performs cooling operation, and the 2nd air conditioner 3 performs heating operation. On the other hand, with open, when the dehumidifier 4 is in use, the opening and closing valve 19 for dehumidifiers makes open the 2nd opening and closing valve 24 between the inlet side of close and the compressor 5, and the outdoor heat exchanger 6 for the 1st opening and closing valve 23 between the discharge side of the compressor 5, and the outdoor heat exchanger 6, and opens the outdoor heat exchanger 6 for free passage to the inlet side of the compressor 5. And while making the discharged refrigerant from the compressor 5 condense by the condenser 10 and the 2nd indoor heat exchanger 12, Controlling the main motor expansion valve 8 and the motor expansion valve 15 by the side of the 1st air conditioner, by making it evaporate in the outdoor heat exchanger 6 and the 1st indoor heat exchanger 11, and making the compressor 5 return, the 1st air conditioner 2 performs cooling operation, and the 2nd air conditioner 3 performs heating operation.

[0026]According to the above-mentioned air conditioning system, it becomes possible to perform dehumidifying operation while carrying out air conditioning operation by arranging the dehumidifier 4 and the 1st or 2nd air conditioner 2 and 3 in the same room, but it is possible to perform control which was explained based on above-mentioned drawing 3 and drawing 4 in such a case, and same control.

[0027]Although the above explanation shows the example using exhaust heat with the condenser 10 of steam compression equation heat pump, the heat of condensation in engine drive heat pump, and engine exhaust heat -- being certain -- it is, and also in any of the heat of condensation of an absorption type heat pump, or absorber exhaust heat, exhaust heat temperature and air conditioning COP have a relation of a trade-off, and the optimal point of dehumidifying operation and air conditioning operation already exists by the same principle as the above. Hereafter, the example of application to engine drive heat pump and an absorption type heat pump is explained.

[0028]The embodiment in the case of using the engine exhaust heat in engine drive heat pump is shown in drawing 6. This dehumidifies by supplying the exhaust heat of the engine 41 which drives the compressor 5 to the condenser 10 of the same dehumidifier 4 as the above for the piping 42 and 43, as shown in a figure. This dehumidifier 4 is the same as that of what was explained in drawing 2. In the figure, the refrigerant circuit in the air conditioner 2 is the same as that of what was shown in drawing 2, and abbreviation, and has the compressor 5, the four way directional control valve 9, the outdoor heat exchanger 6, the motor expansion valve 8, and the indoor heat exchanger 11. 7 is an outdoor fan and 13 is an indoor fan. The control flow chart in this case is shown in drawing 7. first -- while a sensor (not shown) detects open air conditions (temperature, humidity) and a room condition (temperature, humidity) in Step S30 -- the interior of a room -- preset temperature -- humidity is grasped. Next, in Step S31, the sensible heat and the latent heat (dehumidification) throughput needed are calculated. In Step S32, the relation between freezer evaporating temperature T_e in this air state, engine exhaust heat temperature (or condensation temperature), and coefficient-of-performance COP is calculated. Next, in Step S33, the engine exhaust heat temperature (or condensation temperature) and dehumidification (latent heat) capability in the dehumidifier 4 are calculated. In Step S34, system COP calculates

evaporating temperature T_e and engine exhaust heat temperature (or condensation temperature) which become the maximum, In [calculate the number of rotations of the engine 41 that such evaporating temperature T_e and engine exhaust heat temperature (or condensation temperature) are obtained, the opening of the motor expansion valve 8, the air capacity of the indoor fan 13, etc. (Step S35), and] Step S36, The number of rotations of the engine 41, the opening of the motor expansion valve 8, the air capacity of the indoor fan 13, etc. are set up become the value obtained by the above-mentioned calculation, and the same control as the following is repeated. [0029]Since operation in the state where highest COP is obtained will be attained in the engine drive heat pump system provided with the air conditioner 2 for indoor air conditioning, and the dehumidifier 4 for indoor dehumidification if the above control is performed, it becomes possible to improve system efficiency.

[0030]In the absorption refrigerator 44, in drawing 8, the embodiment in the case of using absorber exhaust heat is illustrated, and the embodiment in the case of using the local heat source 45 is illustrated in an absorption refrigerator to it at drawing 9. In each figure, 4 is a dehumidifier and 10 shows the condenser, respectively. This dehumidifier 4 is the same as that of what was shown in drawing 2, and abbreviation. The control flow chart in this case is shown in drawing 10. first -- while a sensor (not shown) detects open air conditions (temperature, humidity) and a room condition (temperature, humidity) in Step S40 -- the interior of a room -- preset temperature -- humidity is grasped. Next, in Step S41, the sensible heat and the latent heat (dehumidification) throughput needed are calculated. In Step S32, the relation between freezer evaporating temperature T_e in this air state, absorber temperature (or condensation temperature), and coefficient-of-performance COP is calculated. Next, in Step S43, the absorber temperature (or condensation temperature) and dehumidification (latent heat) capability in the dehumidifier 4 are calculated. In Step S44, system COP calculates evaporating temperature T_e and absorber temperature (or condensation temperature) which become the maximum, In [calculate generator heating quantity from which such evaporating temperature T_e and absorber temperature (or condensation temperature) are acquired, the opening of a motor expansion valve, the air capacity of an indoor fan, etc. (Step S45), and] Step S46, Generator heating quantity, the opening of a motor expansion valve, the air capacity of an indoor fan, etc. are set up become the value obtained by the above-mentioned calculation, and the same control as the following is repeated.

[0031]Since operation in the state where highest COP is obtained will be attained in the absorption refrigerator provided with the air conditioner for indoor air conditioning, and the dehumidifier 4 for indoor dehumidification if the above control is performed, it becomes possible to improve system efficiency.

[0032]Although the embodiment of the air conditioning system of this invention was described above, it is not restricted to the above-mentioned embodiment, it changes variously, and this invention can be carried out. That is, in the dehumidifier 4, although the adsorbing rotor 17 is used, the dehumidifier 4 may consist of above-mentioned embodiments using a cooling adsorption element. Although the heat exchanger provided in the downstream of the compressor is called the condenser in the dehumidifier 4 in each above-mentioned embodiment, Please this condenser 10 does not set the condensation function which liquefies a gas refrigerant as the main purpose, and that main purpose should use the sensible heat of the discharged refrigerant of a compressor, and should care about the point in heating air with this sensible heat.

[0033]

[Effect of the Invention]As mentioned above, with the air conditioning system of claim 1, after taking into consideration the latent heat load which a dehumidifier pays, and the latent heat and sensible heat load which an air conditioner pays, Since it is made to perform operation with an air conditioner and a dehumidifier by the operating condition from which best coefficient-of-performance COP is obtained, it becomes possible to perform good operation of energy efficiency.

[0034]In the air conditioning system of claim 2, in the air conditioning system provided with the air conditioner and dehumidifier for indoor air conditioning, since operation in the state where highest COP is obtained is attained, it becomes possible to improve system efficiency.

[0035]Furthermore, the air conditioning system of claim 2 is applicable to many kinds of heat pump like claim 3.

[Translation done.]

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2002-22245

(P2002-22245A)

(43)公開日 平成14年1月23日 (2002.1.23)

(51)Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テーマコード ⁸ (参考)
F 24 F 11/02	102	F 24 F 11/02	102 P 3 L 053
B 01 D 53/26	101	B 01 D 53/26	101 B 3 L 060
F 24 F 3/147		F 24 F 3/147	4 D 052

審査請求 未請求 請求項の数3 O.L (全9頁)

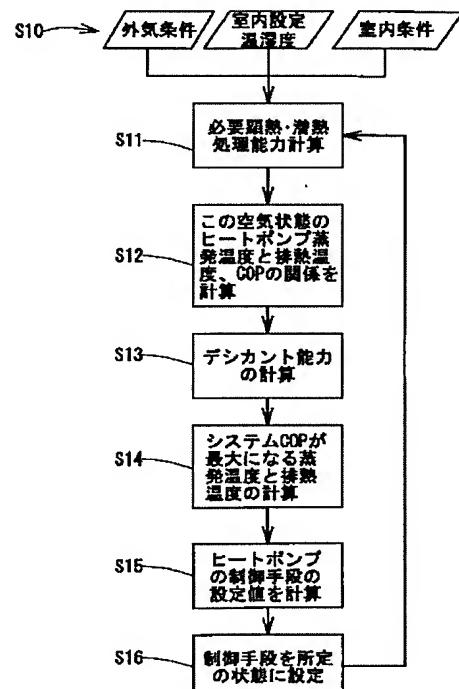
(21)出願番号	特願2000-212264(P2000-212264)	(71)出願人	000002853 ダイキン工業株式会社 大阪府大阪市北区中崎西2丁目4番12号 梅田センタービル
(22)出願日	平成12年7月13日 (2000.7.13)	(72)発明者	渡部 裕司 大阪府堺市金岡町1304番地 ダイキン工業 株式会社堺製作所金岡工場内
		(72)発明者	菊池 芳正 大阪府堺市金岡町1304番地 ダイキン工業 株式会社堺製作所金岡工場内
		(74)代理人	100084629 弁理士 西森 正博
			最終頁に続く

(54)【発明の名称】 空調システム

(57)【要約】

【課題】 室内冷房を行う空調機と室内除湿を行う除湿機とを連係制御することにより、空調システム効率を向上することが可能な空調システムを提供する。

【解決手段】 空調機2と除湿機4とを備えた空調システムにおいて、外気条件、室内条件をセンサで検知する。この空気状態でのヒートポンプ蒸発温度 T_e 、排熱温度 T_t 、成績係数COPの関係を計算すると共に、さらに除湿機4において排熱温度 T_t に対する除湿能力 Q_d を求める。次にこの除湿能力 Q_d を前提に空調機2が処理すべき潜熱及び顕熱負荷を求め、この負荷に応じることができ、かつ最大の成績係数COPが得られるヒートポンプ蒸発温度 T_e と排熱温度 T_t とで運転を行う。



【特許請求の範囲】

【請求項1】ヒートポンプの蒸発器を利用して室内冷房運転を行う空調機(2)と、このヒートポンプの排熱を利用して室内除湿を行う除湿機(4)とを備えた空調システムにおいて、顯熱負荷と潜熱負荷に応じて最大の成績係数(COP)が得られる運転条件で空調機(2)と除湿機(4)との運転を行うことを特徴とする空調システム。

【請求項2】外気条件、室内条件をセンサで検知し、この空気状態でのヒートポンプ蒸発温度(T_e)、排熱温度(T_t)、成績係数(COP)の関係を計算すると共に、さらに除湿機(4)において排熱温度(T_t)に対する除湿能力(Q_d)を求め、次にこの除湿能力(Q_d)を前提に空調機(2)が処理すべき潜熱及び顯熱負荷を求め、この負荷に応じることができ、かつ最大の成績係数(COP)が得られるヒートポンプ蒸発温度(T_e)と排熱温度(T_t)とで運転を行うことを特徴とする請求項1の空調システム。

【請求項3】上記ヒートポンプの排熱が、蒸発圧縮式冷凍機の凝縮熱、エンジン駆動式ヒートポンプの凝縮熱、吸収式冷凍機の凝縮熱、又はエンジン駆動ヒートポンプのエンジン排熱、又は吸収式冷凍機の吸収器排熱であることを特徴とする請求項2の空調システム。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、主として室内の冷房除湿運転を高効率に行うことが可能な空調システムに関するものである。

【0002】

【従来の技術】ヒートポンプの蒸発器を利用して室内冷房運転を行う空調機と、室内除湿を行う除湿機とを併用した空調システムは公知である。この従来の空調システムにおいては、エネルギー的には、それが独立して室内冷房及び室内除湿を行うように制御されている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】ところで近年、空調エネルギーを節減しようとする試みが種々なされている。本発明等は、上記空調機と除湿機とを連係制御することによって、さらなるエネルギー節減が行えるのではないかという点に着目して、種々検討を行い、この発明をなすに至った。

【0004】すなわちこの発明の目的は、室内冷房を行う空調機と室内除湿を行う除湿機とを連係制御することにより、空調システム効率を向上することが可能な空調システムを提供することにある。

【0005】

【課題を解決するための手段】そこで請求項1の空調システムは、ヒートポンプの蒸発器を利用して室内冷房運転を行う空調機2と、このヒートポンプの排熱を利用して室内除湿を行う除湿機4とを備えた空調システムにお

いて、顯熱負荷と潜熱負荷に応じて最大の成績係数COPが得られる運転条件で空調機2と除湿機4との運転を行うことを特徴としている。

【0006】上記請求項1の空調システムでは、除湿機4が負担する潜熱負荷と、空調機2が負担する潜熱・顯熱負荷とを考慮した上で、最も良好な成績係数COPが得られる運転条件で空調機2と除湿機4との運転を行うようにしているので、エネルギー効率の良い運転を行うことが可能となる。

【0007】また請求項2の空調システムは、請求項1において、外気条件、室内条件をセンサで検知し、この空気状態でのヒートポンプ蒸発温度 T_e 、排熱温度 T_t 、成績係数COPの関係を計算すると共に、さらに除湿機4において排熱温度 T_t に対する除湿能力 Q_d を求め、次にこの除湿能力 Q_d を前提に空調機2が処理すべき潜熱及び顯熱負荷を求め、この負荷に応じることができ、かつ最大の成績係数COPが得られるヒートポンプ蒸発温度 T_e と排熱温度 T_t とで運転を行うことを特徴としている。

【0008】請求項2の空調システムの概略を図1に示しているが、図1に示すように、まず、ステップS10において、センサ(図示せず)によって、外気条件(温度、湿度等)、室内条件(温度、湿度等)を検出すると共に、室内設定温湿度を把握する。次に、ステップS11において、必要とされる顯熱・潜熱処理能力を計算する。また、ステップS12では、この空気状態でのヒートポンプ蒸発温度 T_e と排熱温度 T_t と成績係数COPとの関係を計算する。次に、ステップS13において、除湿機4における排熱温度 T_t と除湿(潜熱)能力を計算する。ステップS14では、システムCOPが最大になる蒸発温度 T_e と排熱温度 T_t とを計算し、このような蒸発温度 T_e と排熱温度 T_t とが得られるようなヒートポンプの制御手段の設定値を計算し(ステップS15)、ステップS16において、ヒートポンプの制御手段の設定値を、上記計算によって得られた値となるように設定し、以下同様の制御を繰り返す。このような制御を行えば、室内冷房用の空調機2と室内除湿用の除湿機4とを備えた空調システムにおいて、最も高いCOPの得られる状態での運転が可能になるので、システム効率を改善することが可能となる。

【0009】さらに請求項3の空調システムは、請求項2において、上記ヒートポンプの排熱が、蒸発圧縮式ヒートポンプの凝縮熱、エンジン駆動式ヒートポンプの凝縮熱、吸収式ヒートポンプの凝縮熱、又はエンジン駆動ヒートポンプのエンジン排熱、又は吸収式冷凍機の吸収器排熱であることを特徴としているが、このように請求項2の発明は、多くの種類のヒートポンプに適用可能である。ここにおいて、請求項2における排熱温度 T_t とは、蒸発圧縮式ヒートポンプ、エンジン駆動式ヒートポンプあるいは吸収式ヒートポンプにおける圧縮機5から

の吐出ガス温度、凝縮器10での凝縮温度等を含むものである点に留意されたい。

【0010】

【発明の実施の形態】次に、この発明の空調システムの具体的な実施の形態について、図面を参照しつつ詳細に説明する。図2は、本発明の実施形態である空調システムとしてのヒートポンプシステムの冷媒回路図を示している。

【0011】図2において、1は室外機、2は室内空調を行うための空調機、4は室内除湿を行うための除湿機をそれぞれ示している。室外機1は、圧縮機5と、四路切換弁9と、室外熱交換器6と、室外ファン7と、電動膨張弁8とを有している。また、空調機2は、室内熱交換器11と、室内ファン13ととを有している。上記除湿機4は、圧縮機5の下流側に設けた熱交換器（以下、便宜上、凝縮器と称する）10と、吸着ロータ17と、頭熱ロータ18とを有している。

【0012】上記空調システムにおいては、圧縮機5の吐出側と吸入側とを四路切換弁9の1次ポートに接続すると共に、四路切換弁9の2次ポートには、室外熱交換器6、電動膨張弁8、室内熱交換器11が順番に接続されて冷媒循環回路が形成されている。また、圧縮機5の吐出側において、四路切換弁9の前位の位置には、電磁開閉弁30が介設されており、この電磁開閉弁30の前位から分岐するバイパス配管35が上記除湿機4の凝縮器10の入口に接続されている。また、凝縮器10の出口は、バイパス配管40によって、上記電磁開閉弁30と四路切換弁9との間の位置に接続されている。この場合、上記空調機2と除湿機4とは同じ室内に配置されているものとする。

【0013】上記空調システムにおいては、電磁開閉弁30が開の状態では、圧縮機5からの吐出冷媒を室外熱交換器6において凝縮させ、室内熱交換器11において蒸発させることによって冷房運転を行う。また、電磁開閉弁30が閉の状態では、圧縮機5からの吐出冷媒を、除湿機4の凝縮器10において、ある程度だけ凝縮させた後、室外熱交換器6で完全に凝縮させ、これを室内熱交換器11で蒸発させることによって、室内冷房運転と室内除湿運転を並行して行う。なお、暖房運転は、圧縮機5からの吐出冷媒を、室内熱交換器11で凝縮させると共に、室外熱交換器6で蒸発させることにより行うことが可能である。

【0014】次に上記除湿機4の構造について説明する。図2に示すように、上記除湿機4は、比較的偏平な直方体状のケーシング31を有し、このケーシング31の長手方向に相対向する一対の側部31a、31bのうち、一方側部31aには室内に通じる室内側吹出口36と室内側吸込口37とが形成され、他方側部31bには室外に通じる室外側吹出口38と室外側吸込口39とが形成されている。また上記ケーシング31内は、長手方

向に延びる仕切板34によって除湿通路32と再生通路33とに区画されており、上記室外側吸込口39から吸込んだ外部空気が、除湿通路32を通って室内側吹出口36から室内に供給される一方、上記室内側吸込口37から吸込んだ内部空気が、再生通路33を通って室側側吹出口38から外部に排気されるようしている。また、設置状態で、水平軸回りに回転する円板状の吸着ロータ17を、その端面が上記除湿通路32と再生通路33とに順次面するようしている。上記吸着ロータ17は、例えば、シリカゲル、ゼオライト、アルミナ等の吸着材をハニカム状または多孔粒状に成形してなり、流通する空気から湿分を吸着する一方、加熱された空気に湿分を放出するよう構成されている。また、上記再生通路33の吸着ロータ17よりも上流側に加熱手段として凝縮器10を設け、さらに設置状態で、水平軸回りに回転する円板状の頭熱ロータ18を、その端面が除湿通路32の吸着ロータ17よりも下流側の部分と、再生通路33における凝縮器10の上流側の部分とに順次面するようしている。

【0015】次に、上記除湿機4における空気の流通経路について説明する。まず、上記除湿通路32の室外側吸込口39から流入した外気OAは、吸着ロータ17によって湿分が吸着されて除湿され、かつ吸着ロータ17の吸着熱により温度上昇させられる。そして、上記温度上昇した除湿空気は、頭熱ロータ18によって熱が奪われて適度な温度となり、室内側吹出口36から室内に向けて除湿空気SAが供給される。一方、上記再生通路33の室内側吸込口37から流入した室内空気RAは、頭熱ロータ18によって予熱され、さらに、凝縮器10によって加熱される。そして、この加熱された空気によって、吸着ロータ17から湿分が放出されて、吸着ロータ17が再生され、湿分を含んだ再生空気EAが室外側吹出口38から外部に排気される。

【0016】この実施の形態において特徴的な点は、除湿機4によって除湿運転を行なながら、これと同室に配置した空調機2で冷房運転を行う場合の連係制御にあるので、以下の点について説明する。すなわち、除湿機能は、除湿機4だけが有するものではなく、室内機2も有するものであり、両者の除湿能力をどのような比率で発揮させるかによって、冷凍機のCOPが変化するものであるため、最もCOPの高い運転状態となるように両者の能力を制御するのである。まず、図3(a)は、圧縮機5の吐出ガス温度(排熱温度)Ttと冷凍機のCOP(成績係数)との関係を示すグラフであり、両者の関係を、各蒸発温度Te毎に示している。図のように、蒸発温度Teが一定であれば、圧縮機5の吐出ガス温度(排熱温度)Ttが上昇するにつれて冷凍機のCOP(成績係数)は低下する。また、圧縮機5の吐出ガス温度(排熱温度)Ttが一定であれば、蒸発温度Teの低下と共に、冷凍機のCOP(成績係数)は低下する。一

方、図3 (b) は、圧縮機5の吐出ガス温度（排熱温度） T_t と除湿機4の除湿能力 Q_d との関係を示すグラフである。圧縮機5の吐出ガス温度 T_t が上昇すると、除湿機4の除湿能力 Q_d は次第に増加する傾向にある。ただ、圧縮機5の吐出ガス温度 T_t がある程度上昇した状態においては、除湿機4の除湿能力 Q_d は飽和状態となり、僅かな上昇が見られるだけとなる。

【0017】いま、吐出ガス温度 70°C で除湿運転を行い、そのときの除湿能力が Q_d70 であるとすると、この除湿能力 Q_d70 を差し引いた残りの除湿負荷、冷房負荷が空調機2に要求されることになる。そうするとそれら負荷に応じて、室内熱交換器11において必要な蒸発温度 $T_e = 10^{\circ}\text{C}$ が求められる。このとき、上記のように圧縮機5からの吐出ガス温度 $T_t = 70^{\circ}\text{C}$ と蒸発温度 $T_e = 10^{\circ}\text{C}$ とから、図3 (a) に示すグラフから冷凍機の成績係数COP70が求まる。

【0018】次に、吐出ガス温度 T_t を 60°C に低下させた状態を考える。この状態においても上記と同じ手順によって、除湿能力 Q_d60 、蒸発温度 $T_e = 4^{\circ}\text{C}$ がそれぞれ求められ、圧縮機5からの吐出ガス温度 $T_t = 60^{\circ}\text{C}$ と蒸発温度 $T_e = 4^{\circ}\text{C}$ とから、図3 (a) に示すグラフから冷凍機の成績係数COP60が求まる。この場合、吐出ガス温度 $T_t = 70^{\circ}\text{C}$ の場合と比較して、除湿能力 Q_d60 が大幅に低下することから、室内機2に要求される除湿能力が増大し、必要な蒸発温度 T_e も大幅に低下する。この結果、蒸発温度 T_e の低下に起因して冷凍機の成績係数COP60が低下する。その一方、吐出ガス温度 T_t を 80°C に上昇させた状態を考える。この状態においても上記と同じ手順によって、除湿能力 Q_d80 、蒸発温度 $T_e = 12^{\circ}\text{C}$ がそれぞれ求められ、圧縮機5からの吐出ガス温度 $T_t = 80^{\circ}\text{C}$ と蒸発温度 $T_e = 12^{\circ}\text{C}$ とから、図3 (a) に示すグラフから冷凍機の成績係数COP80が求まる。この場合、吐出ガス温度 $T_t = 70^{\circ}\text{C}$ の場合と比較して、除湿能力 Q_d80 は、吐出ガス温度 T_t を上昇させたにもかかわらず、殆ど増加しない状態となっているので、室内機2に要求される除湿能力は、殆ど減少しない。そのため室内熱交換器11の蒸発温度 T_e は依然として低い温度に維持する必要がある。このように蒸発温度 T_e を低温に維持する必要があるので、冷凍機の成績係数COP80は低下する。なお、吐出ガス温度 T_t を 80°C からさらに上昇させても、除湿機4での除湿能力が飽和状態になっていることから、室内熱交換器11においては、それまでと同様の蒸発温度 T_e が必要であり、従って、冷凍機のCOPは、吐出ガス温度 T_t の上昇に伴って、蒸発温度 $T_e = 12^{\circ}\text{C}$ のラインに従って次第に低下していく。

【0019】以上のように、蒸気圧縮サイクルのCOPと除湿能力（デシカント能力）とは、トレードオフの関係にあり、同一システム能力で吐出ガス温度を変化させ

て計算すると、システムCOPのピークが存在することが明らかである。これは、蒸気圧縮サイクルの吐出ガス温度を上げていくと、除湿能力が増大し、蒸気圧縮サイクルでの潜熱処理量が減少するため、蒸発温度を上げた高いCOPでの運転が可能になるが、吐出ガス温度をさらに上げていくと、今度は蒸気圧縮サイクルのCOPの低下が著しくなり、さらに除湿能力が飽和状態（頭打ち状態）となるため、システムのCOPが低下してくるためである。

【0020】そして上記のようなCOPの算出を、さらに細分化された吐出ガス温度 T_t 毎に行い、最も高いCOPの得られる吐出ガス温度 T_t にて、空調システムの運転を行うのであるが、その際のフローチャートを図4に示している。まず、ステップS20において、センサ（図示せず）によって、外気条件（温度、湿度）、室内条件（温度、湿度）を検出すると共に、室内設定温度を把握する。次に、ステップS21において、必要とされる顯熱・潜熱（除湿）処理能力を計算する。また、ステップS22では、この空気状態での冷凍機蒸発温度 T_e と吐出ガス温度 T_t （又は凝縮温度）と成績係数COPとの関係を計算する（図3 (a)）。次に、ステップS23において、除湿機4における吐出ガス温度 T_t （又は凝縮温度）と除湿（潜熱）能力を計算する（図3 (b)）。ステップS24では、システムCOPが最大になる蒸発温度 T_e と吐出ガス温度 T_t （又は凝縮温度）とを計算し、このような蒸発温度 T_e と吐出ガス温度 T_t （又は凝縮温度）とが得られるような圧縮機5の回転数、電動膨張弁8の開度、室内ファン13の風量等を計算し（ステップS25）、ステップS26において、圧縮機5の回転数、電動膨張弁8の開度、室内ファン13の風量等を、上記計算によって得られた値となるように設定し、以下同様の制御を繰り返す。

【0021】以上のような制御を行えば、室内冷房用の空調機2と室内除湿用の除湿機4とを備えた空調システムにおいて、最も高いCOPの得られる状態での運転が可能になるので、システム効率を改善することが可能となる。

【0022】図5には、上記制御を行うことが可能な蒸気圧縮式ヒートポンプの他の実施の形態を示している。これは、複数室の冷暖房を行う複数の空調機2、3と、室内除湿を行う除湿機4とを備えたマルチ型ヒートポンプシステムの例である。図5において、1は室外機、2は室内空調を行うための第1空調機、3は室内空調を行うための第2空調機、4は室内除湿を行うための除湿機をそれぞれ示している。室外機1は、圧縮機5と、室外熱交換器6と、室外ファン7と、主電動膨張弁8とを有している。また、各空調機2、3は、室内熱交換器11、12と、室内ファン13、14と、電動膨張弁15、16とを有している。上記除湿機4は、圧縮機5の下流側に設けた熱交換器（以下、便宜上、凝縮器と称す

る) 10と、吸着ロータ17と、顯熱ロータ18とを有している。なお、この除湿機4の構造及びその作動状態は、図2において説明したのと同様であるため、ここでは同一機能部分に同一の符号を付してその説明を省略する。また、図5において、21、22は冷媒切替ユニットである。

【0023】次に、このマルチ型ヒートポンプシステム(空調システム)の運転状態について説明する。まず、各空調機2、3で暖房運転を行う場合の冷媒の流れについて説明する。このとき、各冷媒切替ユニット21、22は、各室内熱交換器11、12を圧縮機5の吐出側に接続されたガス管20に連通させる状態としておく。また、圧縮機5の吐出側と室外熱交換器6との間の第1開閉弁23を閉、圧縮機5の吸入側と室外熱交換器6との間の第2開閉弁24を開として、室外熱交換器6を圧縮機5の吸入側に連通させておく。そして、圧縮機5からの吐出冷媒を各室内熱交換器11、12で凝縮させる一方、主電動膨張弁8を制御しながら室外熱交換器6で蒸発させて圧縮機5に返流させることにより暖房運転を行う。次に、各空調機2、3で冷房運転を行う場合の冷媒の流れについて説明する。このとき、各冷媒切替ユニット21、22は、各室内熱交換器11、12を圧縮機5の吸入側に連通させる状態としておく。また、圧縮機5の吐出側と室外熱交換器6との間の第1開閉弁23を開、圧縮機5の吸入側と室外熱交換器6との間の第2開閉弁24を閉として、室外熱交換器6を圧縮機5の吐出側に連通させておく。そして、圧縮機5からの吐出冷媒を室外熱交換器6で凝縮させる一方、空調機側の各電動膨張弁15、16を制御しながら各室内熱交換器11、12で蒸発させて圧縮機5に返流させることにより冷房運転を行う。

【0024】圧縮機5からの吐出冷媒は、除湿機4の凝縮器10に対しては、除湿機用開閉弁19を開いている限りガス管20を介して常時供給されている。そしてこの凝縮冷媒は、上記各空調機2、3が冷房運転をしている場合には、各空調機2、3において蒸発し、また各空調機2、3が暖房運転している場合には、各空調機2、3から流出した凝縮冷媒と共に、室外熱交換器6において蒸発する。

【0025】また、第1空調機2で冷房運転を、第2空調機3で暖房運転を行う場合の冷媒の流れについて説明する。まず、各冷媒切替ユニット21、22は、図のように、第1室内熱交換器11を圧縮機5の吸入側に、また第2室内熱交換器12を圧縮機5の吐出側にそれぞれ連通させる状態としておく。このとき、除湿機用開閉弁19が閉で、除湿機4が非使用の場合には、圧縮機5の吐出側と室外熱交換器6との間の第1開閉弁23を閉、圧縮機5の吸入側と室外熱交換器6との間の第2開閉弁24を開として、室外熱交換器6と圧縮機5との連通を遮断しておく。そして、圧縮機5からの吐出冷媒を第2

室内熱交換器12で凝縮させる一方、第1空調機側の電動膨張弁15を制御しながら第1室内熱交換器11で蒸発させて圧縮機5に返流させることにより第1空調機2で冷房運転を、また第2空調機3で暖房運転を行う。一方、除湿機用開閉弁19が開で、除湿機4が使用中の場合には、圧縮機5の吐出側と室外熱交換器6との間の第1開閉弁23を閉、圧縮機5の吸入側と室外熱交換器6との間の第2開閉弁24を開として、室外熱交換器6を圧縮機5の吸入側に連通しておく。そして、圧縮機5からの吐出冷媒を凝縮器10と第2室内熱交換器12で凝縮させる一方、主電動膨張弁8と第1空調機側の電動膨張弁15とを制御しながら室外熱交換器6と第1室内熱交換器11で蒸発させて圧縮機5に返流させることにより第1空調機2で冷房運転を、また第2空調機3で暖房運転を行う。

【0026】上記空調システムによれば、除湿機4と第1又は第2空調機2、3とを同室に配置することにより、冷暖房運転をしながらの除湿運転を行うことが可能となるが、このような場合においても、上記図3及び図4に基づいて説明した制御と同様の制御を行うことが可能である。

【0027】以上の説明では、蒸気圧縮式ヒートポンプの凝縮器10での排熱を利用した例を示しているが、エンジン駆動ヒートポンプにおける凝縮熱やエンジン排熱、あるいはや吸収式ヒートポンプの凝縮熱や吸収器排熱のいずれにおいても、排熱温度と冷房COPとはトレードオフの関係にあり、上記と同じ原理で除湿運転と空調運転の最適ポイントが存在する。以下、エンジン駆動ヒートポンプと吸収式ヒートポンプへの適用例を説明する。

【0028】図6には、エンジン駆動ヒートポンプにおけるエンジン排熱を利用する場合の実施の形態を示している。これは、図のように、圧縮機5を駆動するエンジン41の排熱を、配管42、43で上記同様の除湿機4の凝縮器10に供給して除湿を行うものである。この除湿機4は、図2において説明したものと同様のものである。なお同図において、空調機2における冷媒回路は図2に示したものと略同様であり、圧縮機5、四路切換弁9、室外熱交換器6、電動膨張弁8、室内熱交換器11を有している。なお、7は室外ファン、13は室内ファンである。この場合の制御フローチャートを図7に示している。まず、ステップS30において、センサ(図示せず)によって、外気条件(温度、湿度)、室内条件(温度、湿度)を検出すると共に、室内設定温湿度を把握する。次に、ステップS31において、必要とされる顯熱・潜熱(除湿)処理能力を計算する。また、ステップS32では、この空気状態での冷凍機蒸発温度Teとエンジン排熱温度(又は凝縮温度)と成績係数COPとの関係を計算する。次に、ステップS33において、除湿機4におけるエンジン排熱温度(又は凝縮温度)と除

湿（潜熱）能力を計算する。ステップS34では、システムCOPが最大になる蒸発温度Teとエンジン排熱温度（又は凝縮温度）とを計算し、このような蒸発温度Teとエンジン排熱温度（又は凝縮温度）とが得られるようなエンジン41の回転数、電動膨張弁8の開度、室内ファン13の風量等を計算し（ステップS35）、ステップS36において、エンジン41の回転数、電動膨張弁8の開度、室内ファン13の風量等を、上記計算によって得られた値となるように設定し、以下同様の制御を繰り返す。

【0029】以上のような制御を行えば、室内冷房用の空調機2と室内除湿用の除湿機4とを備えたエンジン駆動ヒートポンプシステムにおいて、最も高いCOPの得られる状態での運転が可能になるので、システム効率を改善することが可能となる。

【0030】図8には、吸収式冷凍機44において、吸収器排熱を利用する場合の実施の形態を図示し、また図9には、吸収式冷凍機において、現地熱源45を利用する場合の実施の形態を図示している。各図において、4は除湿機であり、また10は凝縮器をそれぞれ示している。この除湿機4は図2に示したものと略同様である。この場合の制御フローチャートを図10に示している。まず、ステップS40において、センサ（図示せず）によって、外気条件（温度、湿度）、室内条件（温度、湿度）を検出すると共に、室内設定温湿度を把握する。次に、ステップS41において、必要とされる顯熱・潜熱（除湿）処理能力を計算する。また、ステップS32では、この空気状態での冷凍機蒸発温度Teと吸収器温度（又は凝縮温度）と成績係数COPとの関係を計算する。次に、ステップS43において、除湿機4における吸収器温度（又は凝縮温度）と除湿（潜熱）能力を計算する。ステップS44では、システムCOPが最大になる蒸発温度Teと吸収器温度（又は凝縮温度）とを計算し、このような蒸発温度Teと吸収器温度（又は凝縮温度）とが得られるような発生器加熱量、電動膨張弁の開度、室内ファンの風量等を計算し（ステップS45）、ステップS46において、発生器加熱量、電動膨張弁の開度、室内ファンの風量等を、上記計算によって得られた値となるように設定し、以下同様の制御を繰り返す。

【0031】以上のような制御を行えば、室内冷房用の空調機と室内除湿用の除湿機4とを備えた吸収式冷凍機において、最も高いCOPの得られる状態での運転が可能になるので、システム効率を改善することが可能となる。

【0032】以上にこの発明の空調システムの実施の形態について説明したが、この発明は上記実施の形態に限られるものではなく、種々変更して実施することが可能である。すなわち上記実施の形態では、除湿機4においては、吸着ロータ17を用いているが、冷却吸着素子を

利用して除湿機4を構成してもよい。なお、上記各実施の形態での除湿機4において、圧縮機の下流側に設けた熱交換器を凝縮器と称しているが、この凝縮器10は、ガス冷媒を液化する凝縮作用を主たる目的とするものではなく、その主たる目的は、圧縮機の吐出冷媒の顯熱を利用し、この顯熱によって空気を加熱することにある点に留意されたい。

【0033】

【発明の効果】以上のように請求項1の空調システムでは、除湿機が負担する潜熱負荷と、空調機が負担する潜熱・顯熱負荷とを考慮した上で、最も良好な成績係数COPが得られる運転条件で空調機と除湿機との運転を行うようにしているので、エネルギー効率の良い運転を行うことが可能となる。

【0034】また請求項2の空調システムでは、室内冷房用の空調機と除湿機とを備えた空調システムにおいて、最も高いCOPの得られる状態での運転が可能になるので、システム効率を改善することが可能となる。

【0035】さらに請求項2の空調システムは、請求項3のように、多くの種類のヒートポンプに適用可能である。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の請求項2の概要を説明するためのフローチャート図である。

【図2】本発明の第1実施形態の空調システムを示す冷媒回路図である。

【図3】上記実施形態の空調システムの制御方法を説明するためのグラフであり、（a）は吐出ガス温度とCOPとの関係を示すグラフ、（b）は吐出ガス温度と除湿能力との関係を示すグラフである。

【図4】上記実施形態での制御方法を説明するためのフローチャート図である。

【図5】本発明の第2実施形態の空調システムを示す冷媒回路図である。

【図6】本発明の第3実施形態の空調システムを示す冷媒回路図である。

【図7】上記実施形態での制御方法を説明するためのフローチャート図である。

【図8】本発明の第4実施形態の空調システムを示す冷媒回路図である。

【図9】本発明の第5実施形態の空調システムを示す冷媒回路図である。

【図10】上記各実施形態での制御方法を説明するためのフローチャート図である。

【符号の説明】

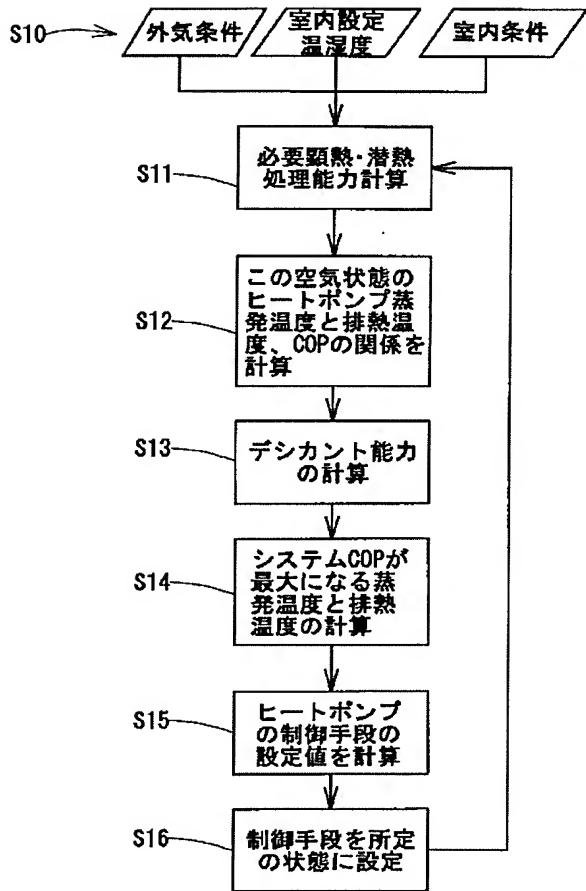
2 空調機

4 除湿機

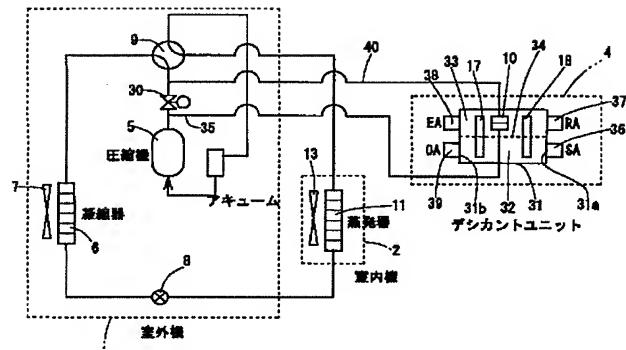
5 圧縮機

10 凝縮器

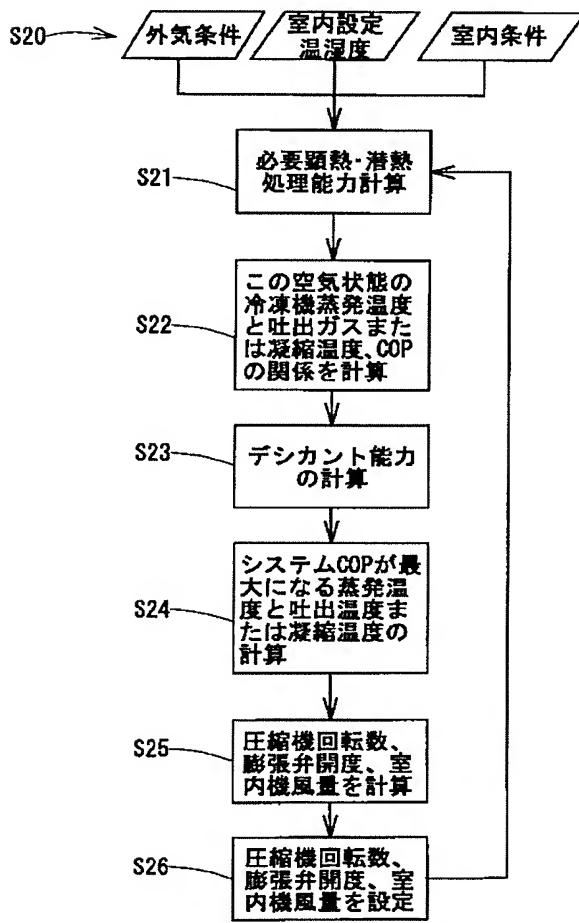
【図1】



【図2】

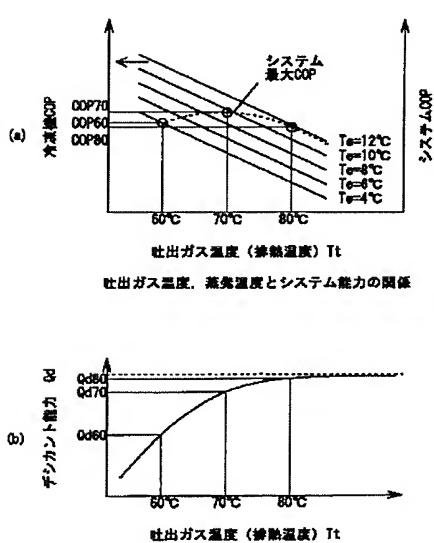


【図4】

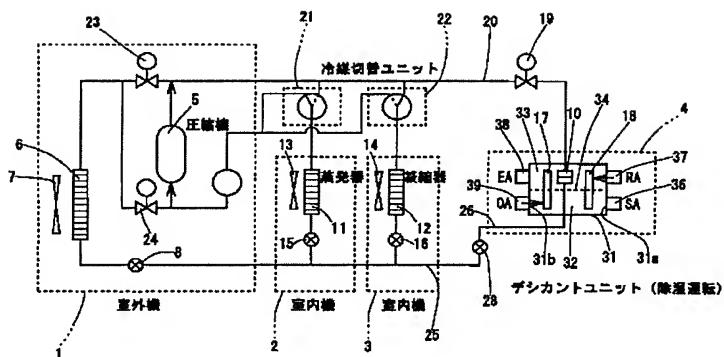


蒸気圧縮式ヒートポンプの場合

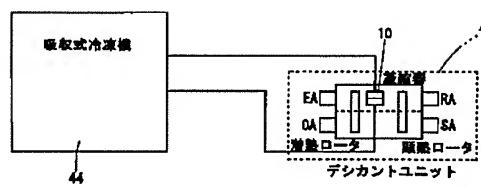
【図3】



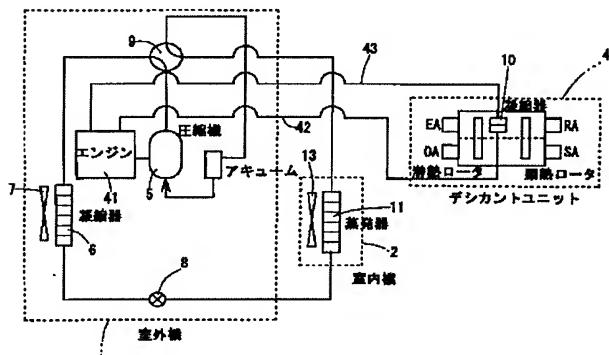
【図5】



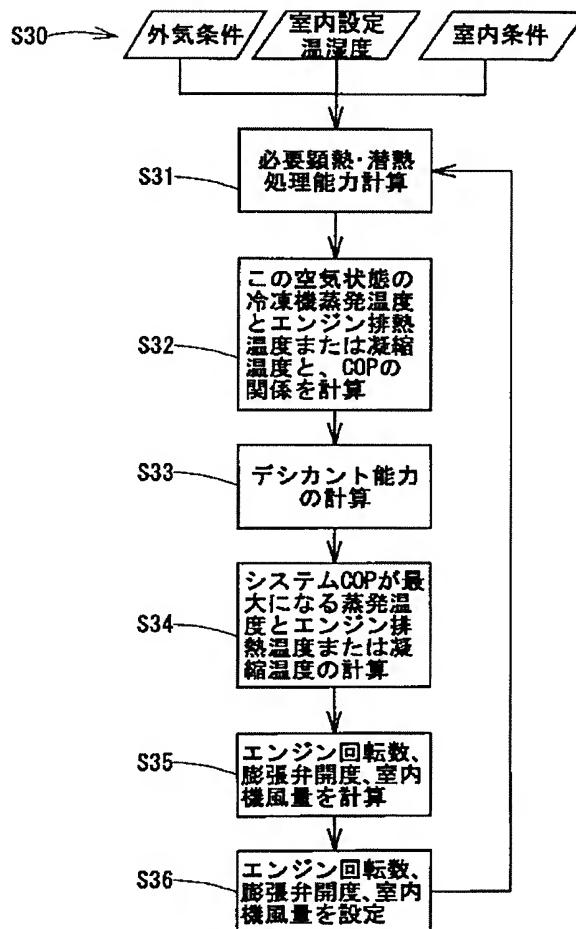
[図8]



【図6】

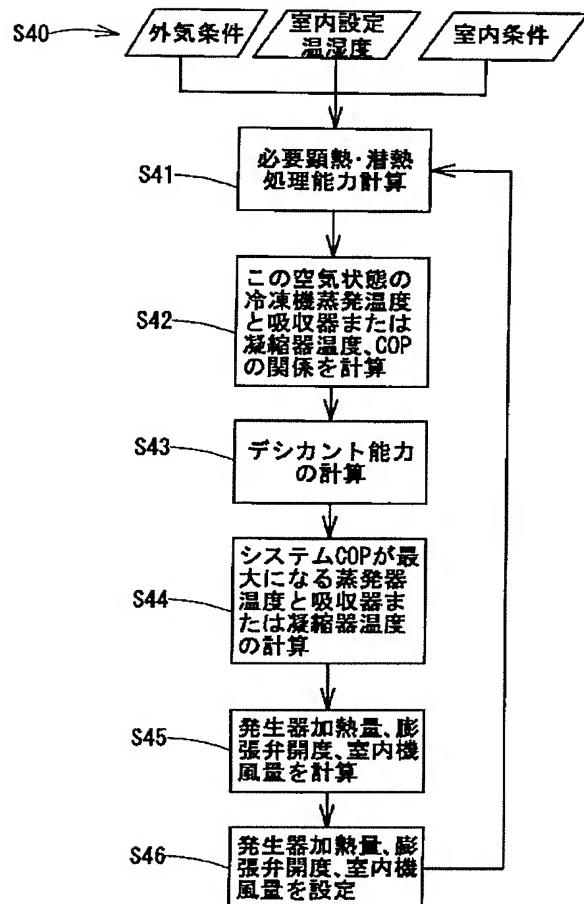


【図7】



エンジン駆動ヒートポンプの場合

【図10】



吸収式ヒートポンプの場合

フロントページの続き

F ターム(参考) 3L053 BC03 BC09
 3L060 AA03 CC01 CC02 CC03 CC04
 DD02 DD08 EE01 EE21 EE25
 EE45
 4D052 AA08 CB02 DA03 DB01 FA06
 GA01 GB06 HA01 HA02 HA03
 HB02